Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение

высшего образования

«Московский государственный технический университет

имени Н.Э. Баумана

(национальный исследовательский университет)»

(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Факультет «РЛ»

Кафедра «РЛ5»

Расчетно-проектное задание

Механизм управления

Выполнила: Хижняк С. В.

группа СМ11-61Б

вариант 3.5

Руководитель: Иванов С.Е.

Москва, 2024

**Комплект заданий курсового проектирования**

**ЗАДАНИЕ № 3**

**Тема проекта: Механизм управления**

Техническое задание: разработать конструкцию механизма управления объектом по предложенной схеме в соответствии с заданным вариантом.

Основные исходные данные:

|  |  |
| --- | --- |
| № варианта | 5 |
| Параметры |
| Момент нагрузки на выходном валу  ***М****,* Нмм | 700 |
| Скорость вращения выходного вала ***ω***,с-1. | 1.4 |
| Момент инерции нагрузки ***J***, кг∙м2 | 1.2 |
| Ускорение вращения выходного вала | 1.0 |
| Угол поворота выходного вала ***φ****, град.* | 150 |
| Цена деления шкалы точного отсчета, *град* | 0.4 |
|  |
| Критерий проектирования | Min габаритов |
| Тип электродвигателя | Выбирается самостоятельно |
| Тип потенциометра | По согласованию с преподавателем |
| Вид крепления к основному изделию | По указанию преподавателя |
| Тип корпуса | По согласованию с преподавателем |
| Вывод выходного элемента | По согласованию с преподавателем |
| Условия эксплуатации | УХЛ 4.1 |
| Степень защиты | Выбирается самостоятельно |
| Безлюфтовое колесо | Наличие обосновывается расчетом |

*Примечание:* шкалы ШГО и ШТО должны вращаться в одну сторону; риски, указатели или окошки считывания показаний должны располагаться в одинаковых позициях относительно своей шкалы. Погрешность кинематической цепи ШТО-ШГО должна быть должна быть меньше погрешности отсчетного устройства.

*Дополнительные указания:* механизм управления отрабатывает поворот вала исполнительного устройства от 0 до максимального значения и обратно; диаметр шкал грубого и точного отсчета принять одинаковым и равным **30…35** мм**.**

# 1 Выбор двигателя

Целью расчета является выбор двигателя для ЭМП.

## 1.1. Выбор двигателя по мощности

Двигатель следует выбрать с учётом расчётной мощности двигателя, которая должна быть достаточна для перемещения нагрузки в соответствии с техническим заданием.

Расчётная мощность электродвигателя определяется по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.1) |

где Pр — расчётная мощность электродвигателя;

Pн — расчётная мощность нагрузки;

ηо — КПД цепи двигатель-нагрузка

– коэффициент запаса.

Расчётная мощность нагрузки вычисляется по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.2) |

где — статический момент нагрузки;

= M+

– момент срабатывания микровыключателей

l \*

– сила срабатывания микровыключателя

При = 1Н,

= 0.7+0.15=0.85Нм

— угловая скорость вращения нагрузки.

Исходя из рекомендаций зададим:

Вычислим

Вычислим

Выберем двигатель. Его характеристики приведены в таблице 2.

Изображение выглядит как текст, Шрифт, снимок экрана, линия

Автоматически созданное описание 

Табл. 2. Паспортные данные двигателя ДПР-62-Ф2-02

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Номинальная мощность | Pном | 12.3 Вт |
| Номинальные момент | Mном | 19.6 Нּмм |
| Пусковой момент | Mпуск | 137.4 Нּмм |
| Частота вращения выходного вала | nдв | 6000 об/мин |
| Момент инерции ротора | Jр | кгּм2 |
| Наработка |  | 1500 часов |

Рассчитаем коэффициент запаса

Коэффициент запаса приемлемый

**Вывод: выбранный двигатель ДПР-62-Ф2-02 подходит по мощности.**

## 1.2 Предварительная проверка выбора двигателя по моментам

Для режима частых пусков двигатель должен удовлетворять условиям:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.3) |
|  |  |

где Mном — номинальный момент на валу двигателя;

Mс. пр. — статический приведённый момент;

Mд. пр. — динамический приведённый момент;

Mп — пусковой момент;

Статический приведённый момент определяется по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.4) |

где Mс. пр. — статический приведённый момент;

Mн — момент нагрузки;

iо — общее передаточное отношение;

Динамический приведённый момент определяется по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.5) |

где εн — угловое ускорение вращения на выходном звене;

iо — общее передаточное отношение;

Kм — коэффициент, учитывающий инерционность собственного зубчатого механизма;

Jр — момент инерции ротора двигателя (из паспортных данных);

Jн — момент инерции нагрузки.

Выберем Kм = 0.7 из рекомендации

Общее передаточное отношение определяется по формуле:

**Вывод: выбранный двигатель ДПР-62-Ф2-02 подходит по моментам.**

# 2 Кинематический расчёт

Целью расчёта является разработка кинематической схемы привода, разбиение передаточного отношения, определения числа зубьев зубчатых колес.

## 2.1 Определение общего передаточного отношения

Поскольку предварительно двигатель выбран, можно рассчитать передаточное отношение iо цепи двигатель-нагрузка.

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.1) |

где nдв — частота вращения вала двигателя;

nн — частота вращения выходного вала.

Частота вращения и угловая скорость связаны между собой отношением:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.2) |

## 2.2 Разбиение общего передаточного отношения по ступеням

Согласно условию ТЗ проектирование будет осуществляться по критерию минимизации габаритов. При расчёте по данному критерию

где n — число ступеней;

iо — общее передаточное отношение цепи.

Пусть n=4

i =

Передаточные отношения ступеней сведены в таблицу 3

Таблица 3. Передаточные отношения

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| i1 | i2 | i3 | i4 |
| 4.6 | 4.6 | 4.6 | 4.6 |

## 2.3 Расчет двухшкального отсчетного устройства

Общее число делений:

Пусть

Условие

Цена деления ШГО:

ШТО поворачивается на один полный оборот, поэтому

Пусть цена деления шкалы []=2мм(из рекомендаций)

Найдем диаметры ШГО и ШТО:

Выберем ближайшее большее значение диаметра шкал из рекомендуемого ряда равное

Пересчитаем длину деления ШГО и длину деления ШТО:

Передаточное отношение кинематической цепи между ШТО и ШГО:

## 2.3 Определение чисел зубьев зубчатых колес

Пусть число зубьев шестерни zш = 20 (исходя из рекомендаций 17…30).

Число зубьев колеса рассчитывается по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.5) |

где zк — число зубьев колеса;

zш — число зубьев шестерни;

ij —передаточное отношение одной ступени.

Учитывая рекомендованный ряд, назначаем количества зубьев колес и шестерен:

Таблица 4. Числа зубьев колес редуктора

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № колеса | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| № элементарной передачи | I | | II | | III | | IV | |
| Число зубьев | 20 | 86 | 20 | 86 | 20 | 86 | 20 | 86 |

Уточним значения передаточных отношений:

Таблица 5. Уточненные передаточные отношения

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| i12 | i34 | i56 | i78 |
| 3 | 3 | 6 | 7,5 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № колеса | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| № элементарной передачи | I | | II | | III | | IV | |
| Число зубьев | 20 | 60 | 20 | 60 | 20 | 120 | 20 | 150 |

Тогда действительное значение передаточного отношения будет отличаться от расчётного на:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.6) |

где Δi — отличие действительного передаточного отношения от расчётного;

iд — действительное передаточное отношение;

iо — общее передаточное отношение цепи.

Действительное передаточное отношение рассчитывается по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.7) |

По рекомендации такое отклонение допустимо. В таком случае можно считать выбранные значения чисел зубьев колеса и шестерни подходящими.

# Силовой расчёт

Целью силового расчёта является определение возникающих в каждой передаче моментов.

Моменты рассчитываются по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (3.1) |

где Mведущ — момент на ведущем звене;

Mведом — момент на ведомом звене;

ij — передаточное отношение ступени;

ηj — КПД передачи;

ηподш — КПД подшипников.

Общий момент нагрузки рассчитывается по формуле:

,

где Mн – момент нагрузки;

Mд – динамический момент нагрузки;

Jн – момент инерции нагрузки;

εн –угловое ускорение вращения выходного вала.

Рассчитаем общий момент нагрузки по формуле (3.2):

М𝛴 = 0.85 + 1.2 · 1 = 2.05 Нм

Определим моменты, возникающие в каждой передаче, с помощью формулы (3.1):

Нм

где = 0.99 выбрано из рекомендации.

где η4 = 0.98 выбрано из рекомендации.

# 4 Расчёт зубчатых колёс на прочность

Целью расчёта является определение модуля зацепления зубчатых колёс, обеспечивающего работоспособность в течение заданного срока службы.

## 4.1 Выбор материала

Для цилиндрической передачи открытого типа с небольшими окружными скоростями в качестве материала для шестерен будет использоваться углеродистая сталь 45, а в качестве материала для колёс — сталь 40 (см. таблица 6) в соответствии с рекомендациями (разница между твердостью шестерни и зубчатого колеса должна быть 10-15, так как шестерня работает в более сложных условиях). Зубья шестерен будут выполнены из материалов с более высокой твёрдостью рабочих поверхностей по сравнению с колёсами для повышения долговечности зубчатой передачи.

Таблица 6. Характеристики используемых материалов

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | **Шестерня** | **Колесо** |
| Материал | Сталь 45 | Сталь 40 |
| Модуль упругости E, МПа | 2·105 | |
| Коэффициент линейного расширения α·10-6, 1/°C | 12 | |
| Плотность ρ, г/см3 | 7,8 | |
| Твёрдость | 220 | 210 |
| Термообработка | поверхностная закалка | |
| Предел прочности σв, МПа | 620 | 590 |
| Предел текучести σт, МПа | 395 | 345 |

## 4.2 Расчёт допустимых напряжений

Расчётное число циклов нагружения определяется по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (4.1) |

где n — частота вращения зубчатого колеса;

c = 1 — число колёс, находящихся в зацеплении с рассчитываемым;

L — срок службы передачи.

Пусть L=300 часов

Определим число циклов нагружения по формуле 4.1

Коэффициент долговечности определяется соотношением:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (4.2) |

где m = 6 — показатель степени для материалов с твердостью HB<=350;

NН — расчётное число циклов нагружения.

При NН > 4·106 принимают KFL = 1. Таким образом KFL1= KFL2= KFL3= KFL4= KFL5 = 1.

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

В таком случае можно определить допускаемое напряжение изгиба:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (4.3) |

где σFR — предел выносливости при изгибе;

KFC = 0,65 — коэффициент, учитывающий цикл нагружения колеса для реверсивных передач;

KFL = 1 — коэффициент долговечности;

SF = 2,5 — коэффициент запаса прочности для особо ответственных передач.

Предел выносливости при изгибе рассчитывается из соотношения, исходя из рекомендаций коэффициент 1.8:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (4.4) |

где HB — твёрдость материала колеса.

Допускаемые напряжения на изгиб для шестерен и колёс будут равны:

## 4.3 Расчет зубчатых передач на изгибную прочность

Для открытых передач модуль зацепления определяется из изгибной прочности:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (4.5) |

где Km = 1,4 — коэффициент для прямозубых колёс;

M — крутящий момент, действующий на рассчитываемое колесо (по данным силового расчёта);

YF — коэффициент формы зуба для прямозубых цилиндрических колёс.

z — число зубьев рассчитываемого колеса;

K = 1,1 — коэффициент расчётной нагрузки;

ψm = 10 — коэффициент ширины зубчатого венца для мелкомодульных передач из рекомендаций;

[σF] — допускаемое напряжение изгиба.

Для каждой передачи расчёт производится по тому зубчатому колесу (из пары шестерня – зубчатое колесо), для которого отношение YF/[σF] больше. Модуль зацепления для каждой пары колёс будет равен:

Рассчитаем значение YF/[σF] и запишем их в таблицу:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |

Значения модулей зацепления округляются в соответствии с ГОСТ 9563-60. Таким образом, модули зацепления цилиндрических зубчатых передач будут равны:

# 5. Геометрический расчёт

Целью расчёта является определение основных размеров передач и их элементов.

Основные геометрические размеры цилиндрических зубчатых передач указаны на рисунке 3.



Рисунок 3 ‑ Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

В данном приводе используются цилиндрические прямозубые передачи, поэтому угол наклона зубьев β = 0°.

Делительный диаметр определяется соотношением:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.1) |

где d — делительный диаметр;

m — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс;

z — число зубьев рассчитываемого колеса;

β = 0° — угол наклона зубьев.

Рассчитаем и запишем все делительные диаметры в таблицу:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| d |  |  |  |  |  |  |  |  |

Диаметр вершин зубьев определяется по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.2) |

где da — диаметр вершин зубьев;

m — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс;

β = 0° — угол наклона зубьев;

z — число зубьев;

= 1 — коэффициент высоты головки зуба;

x = 0 — коэффициент смещения.

Рассчитаем диаметр вершин зубьев и запишем в таблицу:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| da |  |  |  |  |  |  |  |  |

Диаметр впадин определяется по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.3) |

где df — диаметр впадин зубьев;

m — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс;

z — число зубьев;

β = 0° — угол наклона зубьев;

= 1 — коэффициент высоты головки зуба;

c\* = 0,25 — коэффициент радиального зазора m > 0,5 мм по ГОСТ 9587-81;

c\* = 0,4 — коэффициент радиального зазора m ≤0,5 мм по ГОСТ 9587-81;

x = 0 — коэффициент смещения.

Рассчитаем диаметр впадин и запишем в таблицу:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| df | 8-1.12 = 6.88мм | 24-1.12 = 22.88мм | 8-1.12 = 6.88мм | 24-1.12 = 22.88мм | 8-1.12 = 6.88мм | 48-1.12 = 46.88мм | 14-1.75 = 12.25мм | 105-1.75 = 103.25мм |

Окружной шаг определяется по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
| , | (5.4) |

где p — окружной шаг;

m — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс.

Ширина колеса определяется по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.5) |

где bк — ширина колеса;

ψm = 10 — коэффициент ширины зубчатого венца для мелкомодульных передач (исходя из рекомендаций);

m — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс.

Тогда ширина колёс будет равна:

Ширина шестерни определяется по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.6) |

где bш — ширина шестерни;

bк — ширина колеса;

m — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс.

Межосевое расстояние определяется по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.7) |

где aω — делительное межосевое расстояние;

m — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс;

zк — число зубьев колеса;

zш — число зубьев шестерни;

β = 0° — угол наклона зубьев.

В таблице 7 сведены все рассчитанные геометрические параметры зубчатых колес

Таблица 7. Геометрические параметры зубчатых колес

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметр  № колеса | z | d, мм | da, мм | df, мм | *b*,  мм | ,  мм |
| 1 | 20 | 8 | 8.8 | 6.88 | 4.4 | 16 |
| 2 | 60 | 24 | 24.8 | 22.88 | 4 |
| 3 | 20 | 8 | 8.8 | 6.88 | 4.4 | 16 |
| 4 | 60 | 24 | 24.8 | 22.88 | 4 |
| 5 | 20 | 8 | 8.8 | 6.88 | 4.4 | 28 |
| 6 | 120 | 48 | 48.8 | 46.88 | 4 |
| 7 | 20 | 14 | 15.4 | 12.25 | 7.7 | 59.5 |
| 8 | 150 | 105 | 106.4 | 103.25 | 7 |

**Вывод:** Были определены размеры зубчатых колес для их дальнейшей компоновки. Шестерня может быть установлена на вал двигателя диаметром 6 мм**.**

# 6. Проектный расчет вала

Диаметр вала исходя из условия крутильной прочности определяется выражением:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (6.1) |

где – крутящий момент на валу,

– предельные крутильные напряжения:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (6.2) |

где – предел выносливости при симметричном цикле нагружения,

– коэффициент запаса.

Выберем Сталь 30 для вала, тогда

n=1.5

*(по паспорту)*

Назначим диаметры валов в таблице:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Ⅰ |  |  |  |  |
| d | 4мм | 4мм | 4мм | 4мм | 5мм |

# 7. Выбор подшипников

В качестве опор будет использоваться шарикоподшипники. Предварительный выбор шарикоподшипников будет осуществляться по диаметру цапфы. Предварительно диаметр цапфы для каждого вала можно определить из выражения

|  |  |
| --- | --- |
|  | (7.1) |

где – диаметр вала.

Диаметр подшипника на валу нагрузки будет равен диаметру вала.

Занесем выбранные подшипники в таблицу:

|  |  |
| --- | --- |
| 1000093 |  |
| 1000094 |  |
| 1000095 | На валу нагрузки |

Параметры подшипника 1000093:

Внутренний диаметр подшипника d: 3мм;  
Внешний диаметр подшипника D: 8мм;  
Ширина подшипника B: 3мм;

Радиус монтажной фаски подшипника r: 0.3 мм;

Статическая грузоподъемность C0: 186 Н;

Динамическая грузоподъемность C: 560;   
Масса подшипника m: 0.0007 кг;

Параметры подшипника 1000094:

Внутренний диаметр подшипника d: 4 мм;

Наружный диаметр подшипника D: 11 мм;

Ширина подшипника В: 4 мм;

Радиус монтажной фаски подшипника r: 0.3 мм;

Статическая грузоподъемность C0: 340 Н;

Динамическая грузоподъемность C: 950 Н;

Масса подшипника m: 0.0020 кг.

Параметры подшипника 1000095:

Внутренний диаметр подшипника d: 5 мм;

Наружный диаметр подшипника D: 13 мм;

Ширина подшипника В: 4 мм;

Радиус монтажной фаски подшипника r: 0.4 мм;

Статическая грузоподъемность C0: 390 Н;

Динамическая грузоподъемность C: 1080 Н;

Масса подшипника m: 0.0025 кг.

### ***8 Силовой расчет***

8.1 Прототип

Выберем предохранительную фрикционную муфту с одним диском

Изображение выглядит как диаграмма, зарисовка, Технический чертеж, План

Автоматически созданное описание

1. Вал, 2 – колесо, 3 – полумуфта, 4 – пружина, 5 – сегментная шпонка,

6 - регулировочная гайка, 7 - фиксирующий распорный винт.

Рис. Конструкция фрикционной муфты.

8.2 Принцип работы

Между полумуфтой 3 и зубчатым колесом 2 расположен фрикционный диск. На полумуфту установлена винтовая пружина сжатия 4, сила давления которой регулируется гайкой 6. В случае увеличения моментной нагрузки равной моменту предохранения выше допустимой осевая составляющая *F*a нормальной силы от передаваемого момента превышает силы прижатия пружины и происходит срабатывание муфты. При срабатывании фрикционный диск начинает проскальзывать относительно поверхности колеса, а колесо начинает проворачиваться относительно вала благодаря назначенной между ними скользящей посадке.

8.3 Проектный расчет муфты

Предохранительную муфту будем считать, исходя из следующего: поставим ее на последний вал механизма и будем рассчитывать на предохранение от внешних нагрузок. Параметры зубчатого колеса на последнем валу:

|  |  |
| --- | --- |
| Делительный диаметр, мм | 98 |
| Количество зубьев | 140 |
| Модуль, мм | 0,7 |
| Диаметр вала, мм | 5 |
| Передаваемый крутящий момент, Н \* мм |  |
| Ширина зубчатого венца, мм | 7 |

Момент предохранения вычисляется, как:

К = 1.3 – коэффициент запаса (по ГОСТ 15622-96);

– суммарный момент нагрузки.

где – коэффициент трения фрикционного материала;

– осевая сила;

– средний диаметр приложения силы к диску равен

*Dср = D/*2,

где *D* – делительный диаметр колеса на валу, выбранного для установки муфты.

*Dср = 105/*2=52.5мм

Подберем f.

Механические свойства материалов для поверхностей трения:

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Материал фрикционной пары | Условия работы | Коэф. трения,  f0 | Допустимое давление,  [p], МПа | Рабочая температура,  ̊С |
| Сталь-сталь | Со смазкой | 0,08 | 0,6..0,8 | 250 |
| Сталь-бронза | 0,05 | 0,4 | 150 |
| Сталь- текстолит | 0,1 | 0,5..0,6 | 100 |
| Сталь-асбест | Без смазки | 0,3 | 0,25..0,3 | 250 |
| Сталь-металлокерамика | 0,8 | 0,3 | 550 |
| Сталь-металлокерамика | Со смазкой | 0,4 | 0,4 | 550 |

Выберем материал фрикционной пары сталь-металлокерамика, работающую без смазки.

### *Расчет пружин*

**

*Изображение выглядит как текст, снимок экрана, Шрифт, линия

Автоматически созданное описание*

δ = 0,05…0,25 — относительный инерционный зазор пружины сжатия для пружин сжатия I и II классов.

Тогда:

Далее выбор пружины производится согласно ГОСТ 13766-86

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер позиции | Сила пружины при максимальной деформации | Диаметр проволоки  d, мм | Наружный диаметр пружины D1,мм | Жесткость одного витка с1,Н/мм | Наибольший прогиб одного витка, S’3 мм |
| 454 | 300 | 3.0 | 17.0 | 288,700 | 1,039 |

|  |
| --- |
| Средний диаметр пружины определяется: |

Индекс пружины определяется по формуле:

Жесткость пружины рассчитывается следующим образом:

Примем силу пружин при предварительной деформации:

F1=F2/2

Рабочий ход пружины примем как:

ℎ = 4 ∗ 𝑚 = 4 ∗ 0.7 = 2.8 мм

Число рабочих витков:

Примем n = 8.

Произведем перерасчет жесткости:

Деформация пружины:

s1 - предварительная деформация

s2 - рабочая деформация

s3 - максимальная деформация

Длина пружины при максимальной деформации определяется по формуле:

n1— общее число витков;

n3— число обработанных витков;

Длина пружины в свободном состоянии:

Длина пружины при рабочей деформации:

Длина пружины при предварительной деформации:

Шаг пружины в свободном состоянии определяется по формуле: